

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

Pohonná jednotka pojezdového vozu pro výrobu vlnitých desek

Driving Unit of Traveling Car for Corrugated Board Manufacturing

Student:

Šišma Zdeněk

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

Ostrava 2013

Zadání bakalářské práce

Student: **Zdeněk Šišma**
Studijní program: **B2341 Strojírenství**
Studijní obor: **2302R010 Konstrukce strojů a zařízení**
Specializace: **70 Zemní, těžební a stavební stroje**
Téma: **Pohonná jednotka pojezdového vozu pro výrobu vlnitých desek**
Driving Unit of Traveling Car for Corrugated Board Manufacturing

Zásady pro vypracování:

V rámci bakalářské práce vypracujte stručnou rešerši dané problematiky. Navrhněte pohonnou jednotku pojezdového vozu příčného pohybu pro výrobu vlnitých desek v lince BELL. Zpracujte výkresovou dokumentaci navrhovaných částí zařízení a návrh podložte příslušnými výpočty. Bližší specifikaci provozních podmínek a parametrů určí zadavatel – fa. HAJDO spol. s.r.o.

Seznam doporučené odborné literatury:

JEŘÁBEK, K. *Metodika navrhování strojů*. 1. vydání, Praha: Ediční středisko ČVUT v Praze, 1999. 119 s.
JEŘÁBEK, K. – HELEBRANT, F. – JURMAN, J. – VOŠTOVÁ, V. *Stroje pro zemní práce, Silniční stroje*. Opava: Grafis spol. s r.o., 1996. 468 s.
ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.**

Datum zadání: 14.12.2012

Datum odevzdání: 20.05.2013



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry

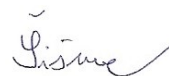


doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 20. května 2013

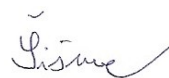


.....
Podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 - užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 - školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB – TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářské práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB - TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB – TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB - TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo - bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB - TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB - TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 11/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 20. května 2013



.....
Podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Zdeněk Šišma

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Revúcká 1201, 784 01 Litovel

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

ŠIŠMA, Z. *Pohonná jednotka pojezdového vozu pro výrobu vlnitých desek: bakalářská práce*. Ostrava : VŠB-Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2013, 45 s. Vedoucí práce: Fries, J.

Bakalářská práce se zabývá návrhem pohonné jednotky vozu pro výrobu vlnitých desek. První část se věnuje dosavadnímu přehledu sortimentu vlnitých desek a technologii jejich výroby. V další části se věnuje problematice výběru správné pohonné jednotky vozu. Podle tohoto výběru se nejvhodnější pohonná jednotka navrhne a vypočítá. Ve výpočtu bude zahrnut návrh motoru a převodovky a jejího napojení na pohybový mechanismus i s jeho uchycením. Výsledkem práce je návrh pohonné jednotky, která bude vyhovovat všem zadaným parametrům, jak z konstrukčního tak i z ekonomického hlediska.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

ŠIŠMA, Z. *Driving Unit of Traveling Car for Corrugated Board Manufacturing: bachelorThesis*. Ostrava: VŠB - Technical Univesity of Ostrava,Faculty of Mechanical Engineering,Department of Production Machinery and Design, 2013, 45 s. Thesis head: Fries, J.

This bachelor thesis deals with the design of engine for corrugated boards production. The first part shows existing assortment of corrugated boards and production technologies. Next part deals with the processes of correct engine choice. According to the choice, the most suitable engine is designed and calculated. The calculation includes engine and transmission design, its connection to the motion mechanism and its attachment. The result of this thesis is the design of engine which is suitable for all assigned parameters, both from construction and economical point of view.

OBSAH

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ	8
ÚVOD	10
1 PŘEHLED SORTIMENTU A VYUŽITÍ VLNITÝCH DESEK A TECHNOLOGIE JEJICH VÝROBY	11
1.1 Materiál, vlastnosti a použití výrobku	11
1.2 Sortiment výroby.....	12
1.3 Technologie výroby	13
1.3.1 Příprava látky.....	13
1.3.2 Technologie tvorby polotovaru	14
1.3.3 Strojní zpracování polotovaru	15
2 ANALÝZA PROBLEMATIKY	17
2.1 Pákový mechanismus pohonné jednotky	18
2.2 Hřebenový mechanismus pohonné jednotky	19
2.3 Řemenový mechanismus pohonné jednotky ozubeným řemenem.....	20
3 NÁVRH POJEZDOVÉ JEDNOTKY	21
3.1 Popis a volba jednotlivých komponent	21
3.2 Výpočtový návrh pojezdu překládacího vozu	23
3.2.1 Referenční údaje	23
3.2.2 Návrh motoru a převodovky	24
3.2.3 Kontrola pera na hřídeli převodovky	29
3.2.4 Návrh spojky.....	29
3.2.5 Návrh řemene RPP 14XP	30
3.2.6 Návrh talířové pružiny	32
3.2.7 Kontrola upínacího aparátu řemenu.....	33
3.2.8 Kontrola čepu kladkového kola	36
3.2.9 Kontrola hřídele řemenice.....	37
3.2.10 Kontrola hřídele na průhyb	38
3.2.11 Návrh ložisek	39
3.2.12 Návrh řemenice a jejího uchycení.....	40

4 ZÁVĚR	42
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	43
PŘÍLOHY	44

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ

Označení	Jednotka	Význam
B	[mm]	Šířka kola řemenice
D_m	[mm]	Průměr osazení řemenice
F	[N]	Síla
F_a	[N]	Axiální síla
F_p	[N]	Přepětí v řemenu
F_r	[N]	Radiální síla
$F_{\ddot{r}}$	[N]	Síla působící na řemen
L_{10h}	[h]	Únosnost ložiska
M_{Dmax}	[Nm]	Maximální doběhový moment
M_{Mzakl}	[Nm]	Základní kroutící moment motoru
M_{omax}	[Nm]	Maximální ohybový moment
M_{Rdyn}	[Nm]	Dynamický moment
M_{Rmax}	[Nm]	Maximální rozběhový moment
M_{stat}	[Nm]	Statický moment
P	[MPa]	Tlak
Re	[MPa]	Mez kluzu
a	[m/s ²]	Zrychlení
b	[mm]	Šířka řemenu
d	[mm]	Průměr hřídele
f	[-]	Koeficient tření
i	[-]	Skutečný převodový poměr
i_p	[-]	Předběžný převodový poměr
k	[-]	Koeficient bezpečnosti
k_s	[-]	Koeficient bezpečnosti u šroubů
l	[mm]	Délka pera
m	[kg]	Hmotnost
n_M	[min ⁻¹]	Otáčky motoru
n_{Vmax}	[min ⁻¹]	Výstupní otáčky
s_c	[m]	Dráha celková
s_{pc}	[mm]	Skutečná výška pružiny
t_1	[mm]	Výška pera pod nábojem
t_c	[s]	Doba cyklu
t_p	[s]	Doba přejezdu
t_R	[s]	Doba rozběhu

v	[m/s]	Rychlost
y	[mm]	Průhyb
η_v	[-]	Účinnost vedení
μ	[-]	Součinitel osového tření
π	[-]	Pí
σ_{red}	[MPa]	Redukované napětí dle Guesta
σ_t	[MPa]	Napětí v tahu
τ_k	[MPa]	Napětí v krutu
φ'	[°]	Redukovaný třecí úhel
ψ	[°]	Úhel stoupání závitu

ÚVOD

Pohonná jednotka pojezdu vozu vyžaduje specifický návrh. Ten se odvíjí od požadovaných parametrů, které mohou být jak technického tak ekonomického směru. Nedílnou součástí je také požadavek na bezpečnost práce. Bakalářská práce má za úkol vyhodnotit všechna tato hlediska a navrhnout co možná nejlepší řešení pohonné jednotky. Jako první je důležité se seznámit s technologií výroby a výrobkem, který prochází navrhovaným uzlem výroby. Dále je potřeba shromáždit všechny důležité parametry, kterými bude pohon disponovat. Jsou to zejména hybné hmoty vozu, maximální rychlosti, zrychlení, požadovaná přesnost, ale také požadavky na servisní služby aj. Tyto parametry pak konfrontujeme s aktuálními možnostmi řešení a z těchto pak volíme nejvhodnější možnost návrhu. Výpočet návrhu se zabývá volbou motoru a jeho připojení k pohybové části pohonné jednotky včetně připojovacích prvků k rámu vozu.

1 PŘEHLED SORTIMENTU A VYUŽITÍ VLNITÝCH DESEK A TECHNOLOGIE JEJICH VÝROBY

1.1 Materiál, vlastnosti a použití výrobku

Pro výrobu vlnitých desek se používá materiál, kterému se říká vláknocement. Tento materiál je složen z přírodních surovin šetrných k životnímu prostředí. Mezi základní suroviny pro výrobu vláknocementových desek patří celulóza, minerální plniva, netoxická organická vlákna, cement a malé množství vody. Díky tomuto složení jsou výrobky plně recyklovatelné.

Jedná se o velice lehkou a pevnou střešní krytinu, která najde své uplatnění na všech typech šikmých střeš. Jednotlivé typy krytiny se od sebe liší velikostí a tudíž i hmotností, minimálním sklonem použití, barevnými relacemi, počtem vlnek a maximálním možným zatížením. Důležitou vlastností je velice jednoduchá a rychlá montáž. Montáž se provádí zprava doleva a je při ní nutno upravit rohy. Položené desky se provrtají a upevní šrouby. Krytina se pokládá do dřevěné nebo ocelové vazby a je celkem zásadním způsobem náchylná na špatně provedenou montáž, která má za příčinu nežádoucí vlivy jako jsou například- zatékání, nasákavost a praskání desek. Proto je důležité dbát na správnou montáž.

Vláknocementová vlnitá střešní krytina se používá pro zastřešení zemědělských, průmyslových, bytových a občanských objektů



Obr. 1.1 Ukázka použití střešní krytiny

1.2 Sortiment výroby

Vlnitá střešní krytina se nejvíce hodí pro velké střešní plochy. Vyrábí se ve velkých plošných rozměrech, které ji se spojením s nízkou hmotností činí optimální pro snadnou a rychlou montáž.

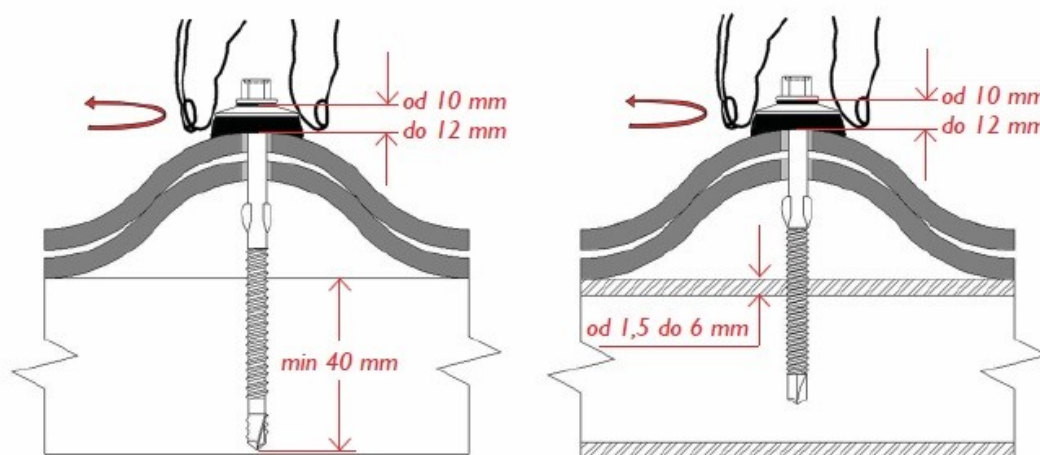
Tab. 1.1 Tabulka parametrů výrobků

Typ krytiny	Rozměr mm	Rozměr mm	Krycí plocha m ²	Pevnost kN/m	Barva
A 4	1250x918	2500x918	0,96/2,05	3,5	š/c/č/h/čr
A 6,5	1250x1095	2500x1095	1,15/2,46	4,25	š
A 6	1220x1025	-	0,95	4,25	š
B 7	610x1100	-	0,56	-	c/h/š/čr
B 8	1250x1020	2500x1020	1,045/2,12	2	š/c/č/h/čr

š-šedá, c-cihlová, č-červená, h-hnědá, ČR-černá

Sortiment je podrobně rozkreslen v příloze BP SIM363.02, kde jsou uvedeny všechny výrobky a jejich přesné rozměry. V této příloze jsou zahrnuty i rozměry zvlňovacích košů a matric potřebných k výrobě.

Doplňujícím sortimentem je montážní systém Quick Fix s křídélky pro rychlou montáž. Lze jej využít na všechny typy střech, a to jak pro montáž do dřeva tak i pro montáž do ocelové podkladní konstrukce. Jeho komponenty jsou antikorozně povrchově upraveny třemi vrstvami: zinek, chemický film a slinutý keramický povlak.



Obr. 1.2 Systém QuickFix do dřeva (levá), do oceli (pravá)

1.3 Technologie výroby

Základní technologie výroby vláknocementových desek vychází z papírenské technologie výroby kartonového papíru. Jako první bod technologie výroby musí být zpracována takzvaná příprava látky, kde se chystá směs základního materiálu, pro další zpracování. Tato směs se za pomoci speciální technologie přenáší a tvaruje do podoby hrubého produktu. Polotovar se pak dále zpracovává, ořezává, tvaruje a suší až do finální podoby hotového výrobku.

1.3.1 Příprava látky

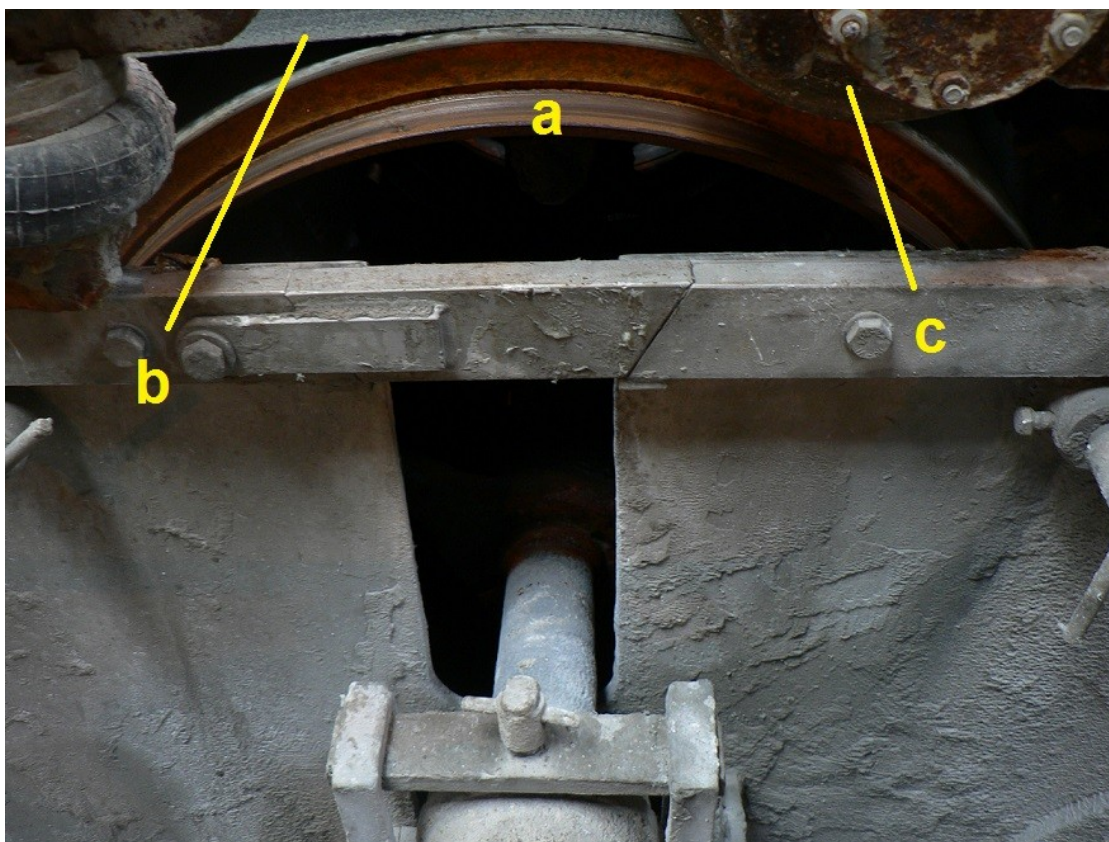
Příprava látky zahrnuje technologickou část procesu výroby. Začíná vstupem látky do procesu a končí jejím nátokem do stroje. Zpracovává se jedna nebo více surovin na tvorbu látky, ze které získáme zpracováním na stroji konečný výrobek s požadovanými vlastnostmi. Jedná se o složitý technicko-ekonomický proces. Přípravná látka se skládá ze soustavy různých tanků, míchaček, drtiček, zásobníků a dopravních čerpadel.



Obr. 1.3 Přípravná látka

1.3.2 Technologie tvorby polotovaru

Základ této technologie je téměř totožný s výrobou papíru. Liší se pouze ve složení látky. Stroj je založen na principu nalepení látky při brodění válcového síta v nádobě, do které je přiváděna látka. Funguje to tak, že látka při konzistenci 0,3-1% přitéká do vany na vnější stranu válcového síta. Při otáčení síta roste hydrostatický tlak na látku která je sítím unášena. Tento stav je způsoben rozdílem hladin na vstupu a výstupu. Jakmile se unášená látka blíží k výtokové hladině, hydrostatický tlak klesá. Po vynoření nad hladinu se začne látka odvodňovat, její konzistence naroste na 3-5% a na válcovém sítu je vytvořena vrstva látky. Látka postupuje nesená sítím až k místu, kde dochází ke kontaktu s plstěncovým pásem. Za pomoci přitlačného válce je plstěnek přitlačen k sítu, čímž je vytlačena voda, konzistence dosáhne stavu 10-14%. Látka se nalepí na plstěnek a putuje dále k formátovacímu válci. Válcových sít je několik za sebou a plstěnek z každého z nich postupně odebere na sebe kladené vrstvičky. Vrstva látky se dále z plstěnce navíjí na formátový válec. Jeho šířka a obvod určují základní rozměr polotovaru. Jakmile se na válec navine požadovaná tloušťka látky, je pás automaticky přestřižen a odchází dopravníkem na další zpracování.



Obr. 1.4 a) válcové síto, b) plstěnek, c) přitlačný válec

1.3.3 Strojní zpracování polotovaru

Po oddělení z formátovacího válce putuje dopravním pásem polotovar na řezačku, kde dostane finální rozměrovou podobu. Polotovar je nadělen na více dílčích kusů podle potřeby a stávajícího sortimentu, který zrovna linka vyrábí. Jsou zde vyraženy montážní značky a otvory.



Obr. 1.5 Řezačka

V další fázi výroby jsou nařezané díly zvlněny do požadovaného tvaru a dále podle typu vyráběné desky putují nejprve do lisu a nebo rovnou dalším pásovým dopravníkem po jejich přeložení k zaplechování. Zaplechování je příprava polotovarů před průchodem sušící linkou. Spočívá v naskládání polotovarů na vozík. Polotovary se střídavě prokládají prokladovými plechy, které mají stejný tvar. Takto připravený vozík vjíždí do sušící části linky, kde se zbaví přebytečné vody a částečně vyzraje.

Pro mě je nejdůležitějším bodem strojního zpracování poslední fáze výroby, kde vozík vyjíždí ze sušící části. Na tomto výstupu se nachází pojezdový vůz překladače, jehož pohonnou jednotku budu navrhovat ve své bakalářské práci. Tento překladač slouží k vyložení vozíku s hotovými výrobky. Překladač přesouvá na jednu stranu plechy a na druhou stranu hotové výrobky nebo zmetky. Palety s výrobky se odváží do skladu. Plechy se dále překládají na pásový dopravník, odkud putují na čisticí a mazací linku a pak na opětovné použití na zaplechování.



Obr. 1.6 Překladač vplechování (linka Beroun)

2 ANALÝZA PROBLÉMU

Analýza problému se bude zabývat představením možností řešení pohonné jednotky. U jednotlivých možností budou charakterizovány jejich kladné, ale také záporné vlastnosti. Z těchto parametrů bude vycházet následující návrh. Potřebné informace a podklady k řešení byly získány ze vzájemných konzultací podložených zápisem a dokumentací z jiných linek a demontovaného zařízení. Dále z exkurze v dceřinných provozech s podobnou výrobou a ze zadání požadovaného sortimentu, vyráběného na lince Bell.

Stávající linka Bell produkuje výrobky v podobě vlnité střešní krytiny takzvanou nelisovanou metodou. Jedná se o výrobky typové řady B9 a B70. Tyto výrobky jsou vyráběné postupem vytvoření surové desky. Deska je naformátována na požadovaný tvar. Poté dojde ve zvlňovací jednotce k jejímu zvlnění a nakonec se deska založí do plechové matrice, dosuší se a dozraje v sušícím tunelu.

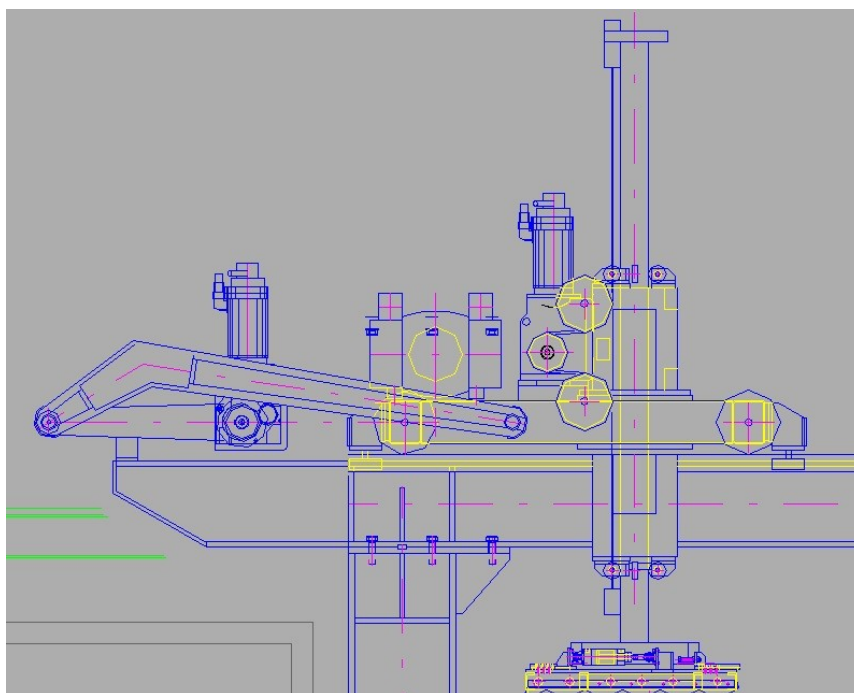
Požadavkem nového řešení stávající linky Bell, je úprava doplnění linky, za účelem rozšíření možností sortimentu linky o výrobu lisovaných výrobků typové řady B6 a B7. Tyto výrobky se také vyrábějí v první fázi vytvořením surové desky, jejím naformátováním a zvlněním. U tohoto typu výroby však musí být přidáno založení matrice do lisu a jeho následné vylisování. Poté se výlisek také založí do plechové matrice a nechá dosušit a dozrát v sušícím tunelu.

Analýza bude obsahovat tyto typy pohonných jednotek:

- motor + převodovka + páka
- motor + převodovka + kardan + ozubený hřeben
- motor + převodovka + hřídel + ozubený řemen

2.1 Pákový mechanismus pohonné jednotky * *

Vyznačuje se velmi přesným pohybem, který se velice jednoduše nastavuje. Pohyb páky má velice příznivé dynamické vlastnosti. Uplatňuje se hlavně na krátké dráhy, protože s většími vzdálenostmi narůstá velikost ramene páky. Pákový mechanismus je dosti nákladný a náročný na výrobní přesnosti. Jeho hlavní nevýhodou je nerovnoměrné zatížení motoru a také problémy vzniklé při přeběhnutí páky za mrtvý bod pohybu.



Obr. 2.1 Pákový mechanismus

Výhody:

- Přesný pohyb
- Ideální dynamika pohybu

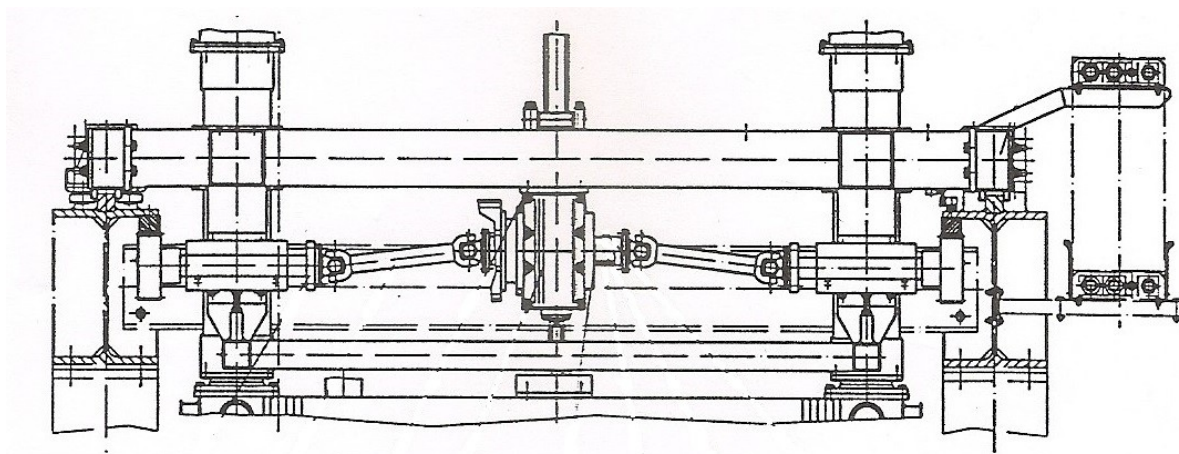
Nevýhody

- Na krátké dráhy
- Nerovnoměrná zátěž motoru
- Velké nároky na prostor
- Výrobní přesnost

Tato možnost bohužel nezapadá ideálně do mého konceptu z důvodů potřeby delší dráhy, omezeného prostoru a hlavně náchylnosti motoru.

2.2 Hřebenový mechanismus pohonné jednotky * * *

Hřebenový mechanismus se vyznačuje velmi dobrými vlastnostmi co se týče přenosu sil na větší vzdálenosti a také možností přenosů větších sil než mechanismus pákový a řemenový. Tento převod také zajišťuje rovnoměrné zatížení motoru. Jeho nevýhodou je velké množství dílů mechanismu, které z něj dělá nejsložitější zařízení celého výběru. Z toho pramení jeho velké načítání celkové vůle, což může značně ovlivnit přesnost. Pokud začíná u mechanismu narůstat stupeň opotřebení, začne i rapidně narůstat stupeň nepřesnosti. Zařízení je značně drahé na výrobu a při opotřebení jsou i nepříznivé náklady na náhradní díly. Další faktor, který stojí za zmínění, je velká hlučnost.



Obr. 2.2 Hřebenový mechanismus

Výhody:

- Pro delší dráhy
- Rovnoměrné zatížení motoru
- Větší přenos sil

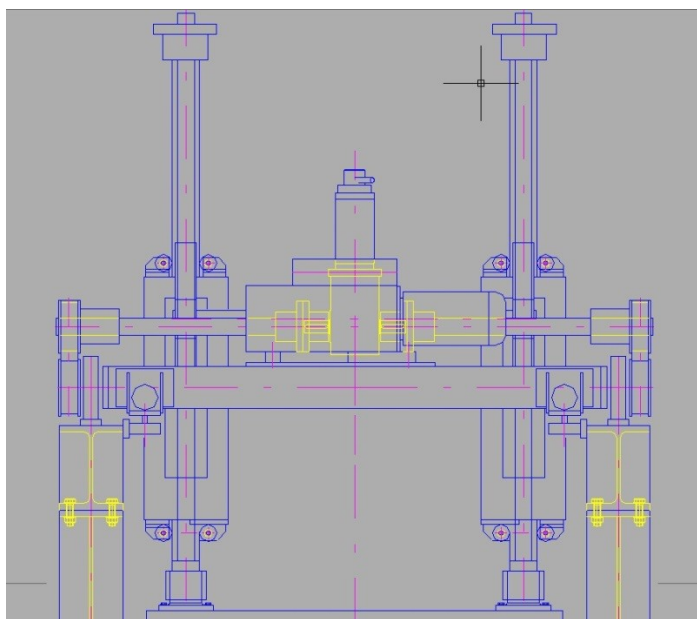
Nevýhody:

- Složitost
- Velké načítání vůlí
- Náklady na výrobu a opravy
- Hlučnost

Tato možnost by byla přijatelnou alternativou, ale nakonec nebyla vybrána hlavně z důvodů velkých nákladů na výrobu a vysokou hlučnost.

2.3 Řemenový mechanismus pohonné jednotky ozubeným řemenem * * * *

Řemenový mechanismus je vyjimečný svou jednoduchostí. Z této skutečnosti vyplývá nízká cena na pořizovací náklady i náklady na údržbu. Mechanismus je vhodný pro střední a krátké vzdálenosti pojezdu, což je i můj případ. Vyznačuje se stejně přesným, ne-li přesnějším vedením než převod hřebenem. Disponuje rovnoměrným zatížením motoru a je schopen přenést středně velké síly. Jeho velkým kladem je téměř bezhlučný provoz.



Obr. 2.3 Řemenový mechanismus (ozubený řemen)

Výhody:

- Jednoduchost
- Velmi dobrá přesnost
- Tichost
- Cena

Nevýhody:

- Menší přenos sil
- Středně krátké dráhy

Tento typ mechanismu mi ve výsledku vyšel jako nejvhodnější forma pohonné jednotky. Mnou navrhovaný mechanismus se pohybuje na středně dlouhé dráze a přenášené síly také nejsou příliš velké na to, abych musel použít dražší hřebenový mechanismus.

3 NÁVRH POJEZDOVÉ JEDNOTKY

Z předešlé analýzy mi vyšlo, že nejvhodnější pohonnou jednotkou k návrhu mého pojezdu je převod přes řemenici a ozubený řemen. Podle výsledků návrhu je nakreslen výkres č. BP SIM363.01, který je sestavným výkresem této pohonné jednotky. Základní parametry pro návrh mi poskytlo konstrukční oddělení firmy HAJDO Co. Litovel. Jakož to i možnost konzultace o správnosti návrhu.

Základní parametry, ze kterých vychází návrh, jsou požadovaná rychlost vozu a jeho maximální zrychlení. Dále jsou to časy jednoho pracovního cyklu, za který musí vůz vykonat potřebné operace a celková dráha pojezdu pohonné jednotky vozu. V návrhu musí být také zohledněny speciální požadavky na vnitrofiremní předpisy a smlouvy dodavatelů zajišťujících servis a dodávky náhradních dílů. Tato opatření sjednocování typových řad zařízení a odběr dílů od jednoho dodavatele, by měla vést k ekonomickým úsporám.

3.1 Popis a volba jednotlivých komponent

Jako první navrhuji motor s převodovkou. Podle vnitrofiremních předpisů je vyžadována typová řada značky SEW motoru s převodovkou v jednom kompaktu. Dalším kritériem volby je sjednocení modelové řady pohonů, pokud je to možné, a to i za cenu určitého předimenzování. Toto opatření je z důvodu servisních požadavků.

Další navržená část je spojovací prvek hřídele převodovky s hřídelí, která přenáší kroutící moment na řemenici. Jedná se o typ spojky Flender, taktéž vázaný vnitrofiremním předpisem doporučených použitých komponentů. Spojka přenáší kroutící moment za pomoci těsného pera, které je na menší hřídeli kontrolováno výpočtem. Tato normalizovaná spojka se musí strojně upravit na požadované vrtání podle obou hřídelí. Tuto úpravu zahrnuje výkres přílohy BP SIM363.01.04.

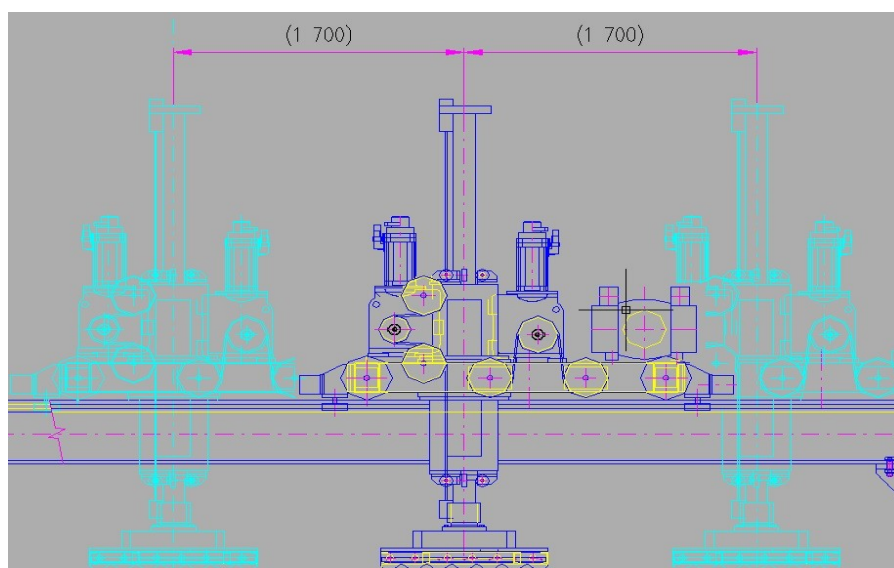
Následuje návrh řemenu, který byl doporučen na základě exkurze v dceřinné společnosti Cembrit Beroun, kde pracuje podobné zařízení. Jedná se o řemen značky MEGADYNE. Jeho nadimenzování je provedeno na základě katalogových listů firmy.

K řemenu jsou řešena také uchycovací a upínací tělesa (viz. příloha výkres BP SIM363.01.18 ; BP SIM363.01.20) s jednoduchou možností dopnutí řemenu. Systém dopínání řemenu je navržen tak, aby obsluha k tomuto úkonu nepotřebovala měřicí a speciální přístroje. Napínací síla, která je spočtena v návrhu řemene, je vytvořena sadou talířových pružin. Funkce zařízení je patrná z přílohy sestavy BP SIM363.01. U upevňovacího tělesa jsou také kontrolovány některé vytypované šrouby, u kterých mohl být předpoklad malé bezpečnosti spoje.

Byla také provedena kontrola čepů kladkových kol a kontrola hřídele řemenice na ohyb. Kontrola se provádí za účelem správného nadimenzování průměrů čepů a průměru hřídele řemenice. Tyto průměry jsou důležité pro další připojovací díly. Kladková kola jsou uchycena na čep za pomoci dvou ložisek a jednoho vnějšího a dvou vnitřních pojistných kroužků. Čep je sice dimenzován, ale bere se jako součást rámu. Hřídel je také kontrolován na ohyb a také na průhyb. Průhyb nesmí být větší než teoretická mez, která se z praxe uvádí jako poměr 1 jednotky průhybu na 500 jednotek délky. Příliš velký průhyb způsobuje nežádoucí vlivy, mezi které patří chvění nebo rozkmitání hřídele, nepříznivá zátěž na ložiska a ostatní připojované díly. Rozměry a tvar navrženého hřídele jsou patrné z přílohy výkresu BS SIM363.01.07. Z těchto zatěžovacích sil a momentů sil pak dimenzujeme ložiska a kontrolujeme jejich únosnost. Návrh ložisek také doplníme vhodným výběrem ložiskového domku.

Posledním bodem návrhu je volba řemenice a její uchycení na hřídel. Řemenici volím podle typu řemenu a také s tím související navrženou svěrnou spojku k uchycení. Základní rozměry určuje řemen, ale svěrná spojka je dle katalogu kontrolována na minimální vnější průměr kola. Je to z toho důvodu, aby nedošlo k destrukci kola silami, které musí svěrný spoj vyvinout ke své správné funkci. Toto řešení upnutí kola na hřídel je z konstrukčního hlediska mnohem výhodnější, než-li třeba použití těsného pera. Při upevnění dvou řemenic proti sobě je žádoucí, kvůli záběru a zákrytu zubů, mít možnost přesně ustavit zuby řemenic. Což nám tento upínací systém umožňuje.

3.2 Výpočtový návrh pojezdu překládacího vozu



Obr. 3.1 Pojezdový vůz

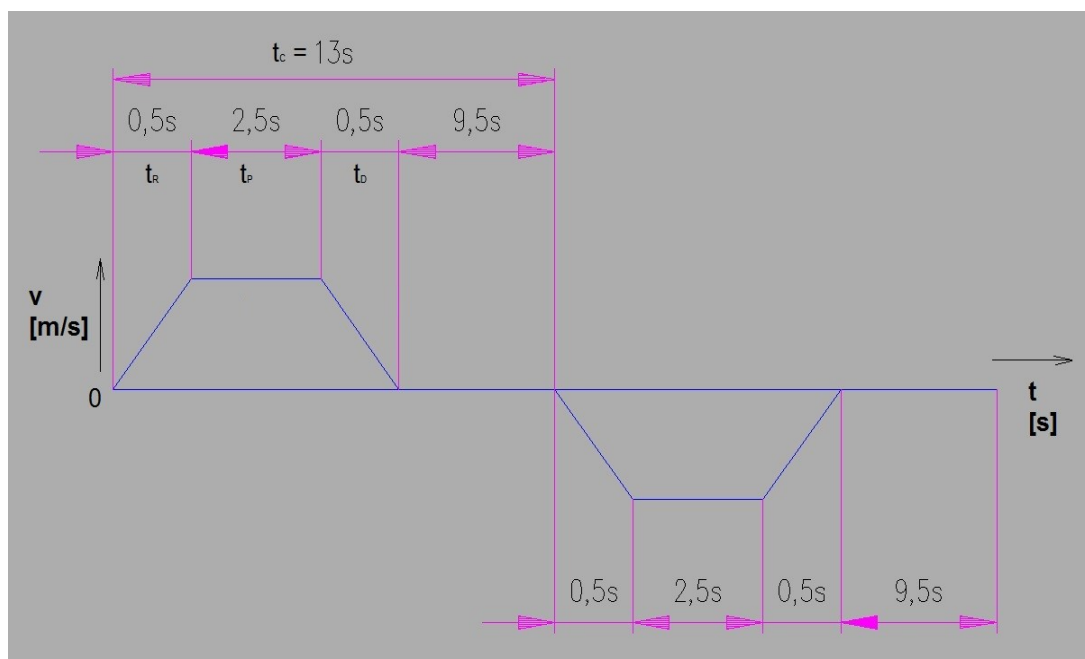
3.2.1 Referenční údaje: [9]

Hmotnost celé přesuvny	:	4500kg	m
Průměr řemenice	:	230mm	d_0
Rychlost	:	1m/s	v
Zrychlení, zpomalení	:	2m/s ²	a
Doba cyklu	:	13s	t_c
Doba přejezdu	:	3,5s	t_p
Dráha	:	1,7m	s_c
Rozjezd, doběh			
Doba	:	0,5s	$t_R = t_D$

$$t_R = t_D = \frac{v}{a} = \frac{1}{2} = 0,5s \quad (1)$$

Účinnost vedení	:	90%	η_v	[4]
Součinitel osového tření	:	0,01	μ	[4]

Schema časový diagram



Obr. 3.2 Schema - časový diagram

3.2.2 Návrh motoru a převodovky

Statický moment

$$M_{stat} = \frac{m \cdot g \cdot \mu \cdot \frac{d_0}{2}}{\eta_v} \cdot 4 \quad (2)$$

$$M_{stat} = \frac{4500 \cdot 9,81 \cdot 0,01 \cdot \frac{0,23}{2}}{0,9}$$

$$M_{stat} = 56,41 Nm$$

Dynamický moment při rozjezdu

$$M_{Rdyn} = \frac{m \cdot a \cdot \frac{d_0}{2}}{\eta_v} \cdot 4 \quad (3)$$

$$M_{Rdyn} = \frac{4500 \cdot 2 \cdot \frac{0,23}{2}}{0,9}$$

$$M_{Rdyn} = 1150 Nm$$

Dynamický moment při doběhu

$$M_{Ddyn} = m \cdot a \cdot \frac{d_0}{2} \cdot \eta_v \quad (4)$$

$$M_{Ddyn} = 4500 \cdot -2 \cdot \frac{0,23}{2} \cdot 0,9$$

$$M_{Ddyn} = -931,5 Nm$$

Maximální rozběhový moment

$$M_{Rmax} = M_{stat} + M_{Rdyn} \quad (5)$$

$$M_{Rmax} = 56,41 + 1150$$

$$M_{Rmax} = 1206,41 Nm$$

Maximální doběhový moment

$$M_{Dmax} = M_{stat} + M_{Ddyn} \quad (6)$$

$$M_{Dmax} = 56,41 + -931,5$$

$$M_{Dmax} = -875,09 Nm$$

Výstupní otáčky

$$n_{Vmax} = \frac{v}{d_0 \cdot \pi} \cdot 60 \quad (7)$$

$$n_{Vmax} = \frac{1}{0,23 \cdot \pi} \cdot 60$$

$$n_{Vmax} = 83,04 min^{-1}$$

Předběžný převodový poměr s motorem o 3000 ot/min a 10% rezervou

$$i_P = \frac{n_M \cdot 0,9}{n_{Vmax}} \quad (8)$$

$$i_P = \frac{3000 \cdot 0,9}{83,04}$$

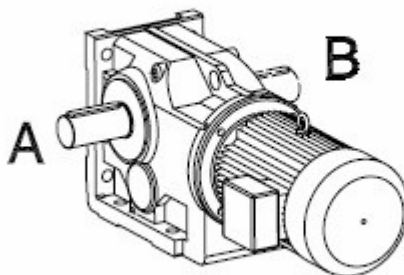
$$i_P = 35,52$$

Kritéria a požadavky zákazníka pro výběr pohonu

- a) Značka SEW eurodrive
(z důvodů smluvních závazků a servisu)
- b) Motor + převodovka + příslušenství jako 1 díl
(na základě zvyklostí a požadavků firmy)
- c) Přednostně využít modely stávajícího zařízení
(úspory)
- d) Sjednocovat modelové řady i za cenu předimenzování
(z důvodů servisu a skladování náhradních dílů)

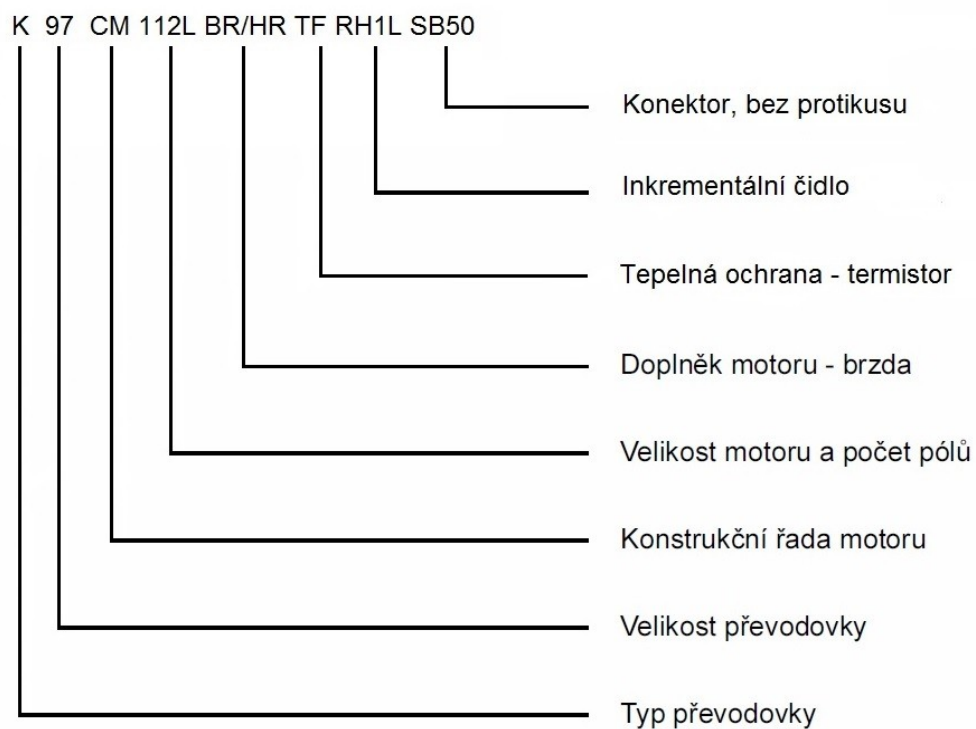
Volený pohon: Kuželočelní převodový motor

K97 CM112L / BR / HR / TF / RH1L / SB50

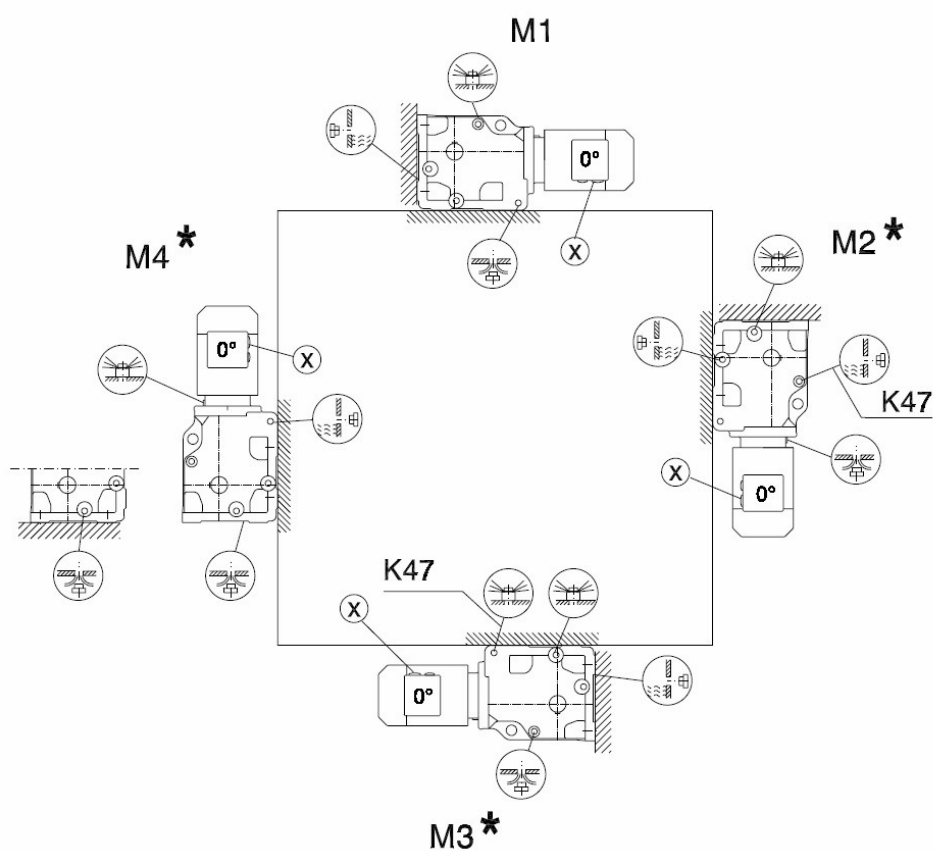


Orb. 3.3 Kuželočelní převodový motor SEW [4]

Otáčky	:	$3000min^{-1}$	n_M
Celkový převodový poměr	:	24,75	i
Montážní poloha	:	M4	
Max. výst. krout. moment	:	4710Nm	M_{Pmax}
Krouticí moment motoru	:	45Nm	M_{Mzakl}
Napětí	:	400V	
Brzda	:	90Nm	M_B
Provedení	:	patkové provedení	
Operační kód	:	0220	



Obr. 3.4 Definice čísla motoru



Obr. 3.5 Definice montážního provedení [4]

Skutečný kroutící moment motoru

Použitím frekvenčního měniče a správného ovládání jsme schopni dosáhnout lepšího kroutícího momentu, než je ten základní.

Obr. 3.1 Tabulka pro specifikaci ovládání [4]

Motor		MOVIDRIVE®								
		0075	0110	0150	0220	0300	0370	0450	0550	0750
CM71L	M _{max} Nm	30.8	31.5							
CM90S	M _{max} Nm	34.0	39.2							
CM90M	M _{max} Nm	33.7	47.8	51.6						
CM90L	M _{max} Nm	34.7	51.1	65.6	75.6					
CM112S	M _{max} Nm	37.4	54.8	69.8	81.9					
CM112M	M _{max} Nm	36.2	54.0	70.7	95.7	108.0				
CM112L	M _{max} Nm	35.8	53.9	71.6	101.0	126.9	147.4	156.8		
CM112H	M _{max} Nm		56.6	75.7	108.6	139.9	167.0	197.1	223.2	237.0

Kontrola výstupního kroutícího momentu

$$M_{Vmax} = M_M \cdot i \quad (9)$$

$$M_{Vmax} = 101 \cdot 24,75$$

$$M_{Vmax} = 2499,75 Nm$$

$$M_{Vmax} > M_{Rmax}$$

$$2499,75 Nm > 1206,41 Nm$$

Motor tohoto nastavení přenes bezpečně požadovaný kroutící moment.

3.2.3 Kontrola pera na hřídeli převodovky

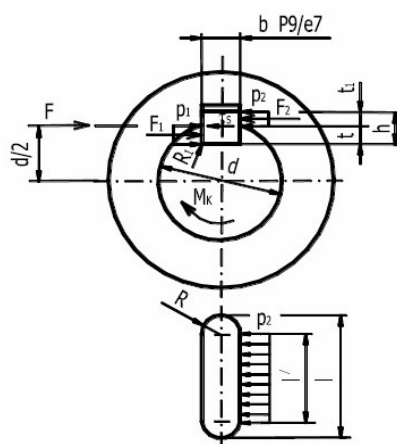
Výpočet je založen na předpokladu, že tlak p_1 a p_2 je rovnoměrně rozložen na ploše pera. Z obrázku je patrné $t_1 < t$ a z toho plyne $p_2 > p_1$. Z tohoto důvodu bereme za kritickou, hodnotu tlaku p_2 .

$$F_2 = \frac{M_M}{\frac{d}{2} \cdot \frac{t_1}{2}} \quad (10)$$

$$F_2 = \frac{101000}{\frac{70}{2} \cdot \frac{4,6}{2}} = 1254,7N$$

$$p_2 = \frac{F_2}{l' \cdot t_1} \quad (11)$$

$$p_2 = \frac{1254,7}{105,4,6} = 2,6MPa$$



Obr. 3.6 Reakce na peru [2]

$$p_2 < p_{dov}$$

$$2,6MPa < 100MPa$$

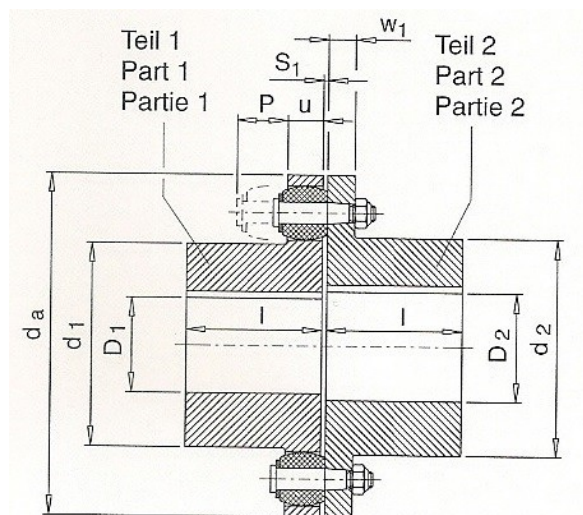
3.2.4 Návrh spojky

$$M_k = M_M \cdot i \cdot k \quad (12)$$

$$M_k = 101.24,75.2,4$$

$$M_k = 5999,4Nm$$

$k = 2,4$ koeficient bezpečnosti [5]



Obr. 3.7 Schema spojky Flender [5]

Volím spojku 360 RWS (ocel)

Spojku bude nutno upravit pro napojovací hřídele $D_1 \ D_2 = \varnothing 70mm \ \varnothing 80mm$

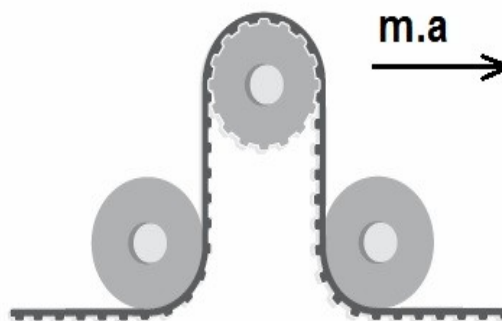
Viz příloha č. BP SIM363.01.04

3.2.5 Návrh řemene RPP14XP

$$F_{\Sigma} = m \cdot a \cdot \frac{2}{3} \quad (13)$$

$$F_{\Sigma} = \frac{4500 \cdot 2 \cdot \frac{2}{3}}{3}$$

$$F_{\Sigma} = 6000N$$



Obr. 3.8 Schéma uspořádání [6]

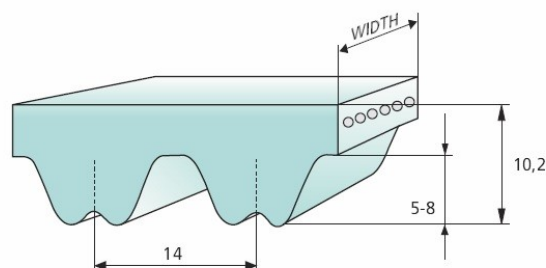
$\frac{2}{3}$ - mám 2 řemeny a předpokládám, že se zátěž na ně nemusí dělit přesně na $\frac{1}{2}$

a) Šířka řemene

$$b = \frac{F_{\Sigma} \cdot c_s \cdot 10}{F_{Pscep} \cdot z_m} \quad (14)$$

$$b = \frac{6000 \cdot 1,7 \cdot 10}{128 \cdot 12}$$

$$b = 66,41mm$$



Obr. 3.9 Schéma řemenu [6]

c_s – 1,7 koeficient bezpečnosti dle katalogu [6]

z_m – 12 koeficient zohledňující úhel opásání 180° [6]

Volím řemen šířky $b = 115 \text{ mm}$

Tab. 3.2 Únosnost řemenu F_{Pscep} [6]

$$n_{Vmax} = 83,04 \text{ min}^{-1}$$

TOOTH RESISTANCE

RPM (1/min)	0	20	40	60	80	100	200	300	400	500	750	1000	1500	2000	3000	4000	5000	8000
$F_{p \text{ spec}}$ (N/cm)	140	137	135	133	131	128	118	111	105	101	91	84	75	62	52	40	30	-

b) Kontrola řemene

$$F_{max} > \frac{F_p}{2} + (F_u \cdot c_s) \quad (15)$$

$$53030 > \frac{12000}{2} + (6000 \cdot 1,7)$$

$$53030N > 16200N$$

Tab. 3.3 tabulka maximální tažné síly [6]

Belt width (mm)		40	55	85	115	150
Steel	Max Traction Load (N)	16000	23600	37050	53030	76800
	Breaking Strength (N)	64000	89600	140800	185600	268800

c) Přepětí v řemeni

$$F_p = 2 \cdot F_u \quad (16)$$

$$F_p = 2 \cdot 6000$$

$$F_p = 12000N$$

Jedná se o sílu, kterou musí vyvinout napínák. V mém případě se jedná o sadu talířových pružin.

d) Poměrné prodloužení řemenu

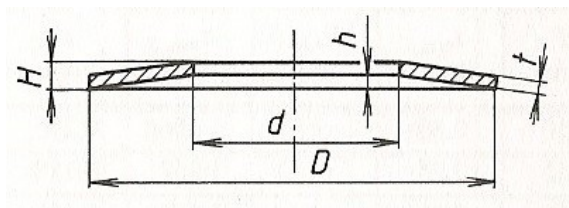
$$\Delta l = F_u \cdot 4 \cdot F_{max} \quad (17)$$

$$\Delta l = 6000 \cdot 4 \cdot 53030$$

$$\Delta l = 0,45mm/1m$$

Volím řemen MEGALINEAR RPP 14 XP - 115

3.2.6 Návrh talířové pružiny



Obr. 3.10 Talířová pružina [3]

Požadované parametry pružiny:

- a) Hodnota síly by se měla blížit $F_p = 12000N$
- b) Požadovaný zdvih pružiny 40mm

Teoretický počet pružin

$$i' = \frac{40}{H - s} \quad (18)$$

$$i' = \frac{40}{4 - 0,8} = 12,5$$

Volím nejbližší vyšší sudé číslo $i = 14 ks$

Skutečná výška sady

$$s_{pc} = i \cdot (H - s) \quad (19)$$

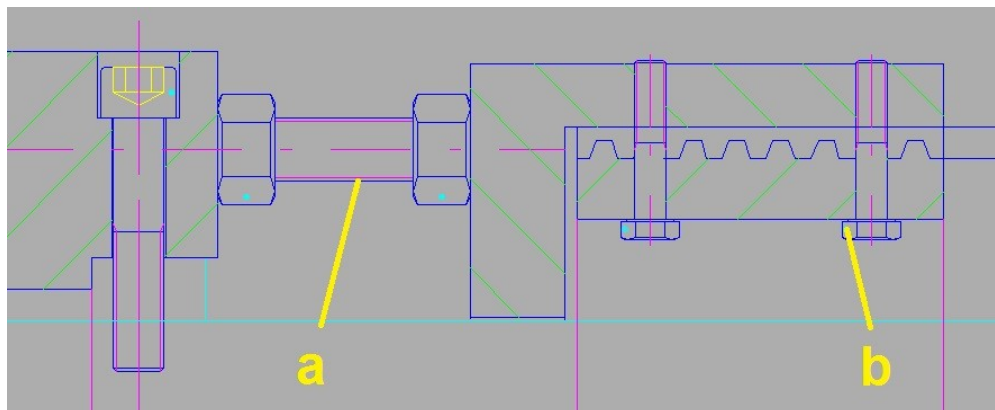
$$s_{pc} = 14 \cdot 4 - 0,8 = 44,8mm$$

Tab. 3.4 Tabulka hodnot talířové pružiny [3]

Jmenovité rozměry				Průhyb, zatížení, namáhání						Hmotnost jedné pružiny (kg)
Vnější průměr D (mm)	Vnitřní průměr d (mm)	Tloušťka t (mm)	Volná výška H (mm)	při $s_{\max} = h$			při $s = 0,8h$			
				s_{\max} (mm)	F_{\max} (N)	σ_{\max} (MPa)	s (mm)	F (N)	σ (MPa)	
45	28	3,00	3,50	0,50	10 672	1 560	0,40	8 566	1 266	0,023
50	25	3,00	4,00	1,00	14 358	2 522	0,80	11 640	2 070	0,035
	25	3,50	4,50	1,00	22 801	2 889	0,80	18 419	2 363	0,040
56	25	3,50	4,50	1,00	17 205	2 318	0,80	13 899	1 895	0,054

Volím 14x pružina 50x25x3x4 ČSN 02 6063

3.2.7 Kontrola upínacího aparátu řemenu



Obr. 3.11 Upínací část řemenu

a) Kontrola závitové tyče

Provádím kontrolu na tah od reakce, která vznikne od přepětí $F_p = 12000N$

Závitová tyč M20x2,5 Tř.8.8, $d_3 = 16,933mm$ [3]

$$k_s = \frac{Re}{\sigma} \geq 1,5 \quad 2 \quad (20)$$

$$k_s = \frac{Re}{\frac{F_p}{\pi \cdot \frac{d_3^2}{4}}} \geq 1,5$$

$$k_s = \frac{8.8 \cdot 10}{\frac{12000}{\pi \cdot \frac{16,933^2}{4}}} \geq 1,5$$

$$k_s = 12,01 \geq 1,5$$

Závitová tyč M20x2,5 vyhovuje (z konstrukčních důvodů předimenzováno)

b) Kontrola šroubu uchycení

Provádím kontrolu přes redukovaný moment, který vznikne od přepětí $F_p = 12000N$

Předpokládám zachycení celé reakce první řadou šroubů, tzn. 2 šrouby.

Šroub M10x50, Tř. 8.8, $d_3 = 8,160mm$, $d_2 = 9,026mm$, $P = 1,5$ [3]

Osová síla

$$k \cdot F_p = F_o \cdot f \quad 2 \quad (21)$$

$$k = 1,3; \quad f = 0,5 \quad [2]$$

$$F_o = \frac{k \cdot \frac{F_p}{2}}{f}$$

$$F_o = \frac{1,3 \cdot 6000}{0,5} = 15600N$$

Napětí v tahu

$$\sigma_t = \frac{F_o}{S} = \frac{F_o}{\pi \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right)^2} \quad 2 \quad (22)$$

$$\sigma_t = \frac{15600}{\pi \cdot \left(\frac{8,16}{2}\right)^2}$$

$$\sigma_t = 298,3MPa$$

Napětí v krutu

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{F_o \cdot \tan \psi + \varphi' \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot d_3^3} \quad 2 \quad (23)$$

$$\tan \varphi' = \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}} \quad (24)$$

$$\varphi' = \tan^{-1} \frac{0,5}{\cos \frac{60}{2}} = 30^\circ$$

$$\tan \psi = \frac{P}{\pi \cdot d_2} \quad (25)$$

$$\psi = \tan^{-1} \frac{1,5}{\pi \cdot 9,026} = 3,03^\circ$$

$$\tau_k = \frac{15600 \cdot \tan 3,03^\circ + 30^\circ \cdot \frac{0,009026}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot 0,00816^2}$$

$$\tau_k = 3,50 MPa$$

Redukované napětí dle Guesta

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau_k^2} \quad (26)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{298,3^2 + 4 \cdot 3,5^2}$$

$$\sigma_{red} = 298,6 MPa$$

Kontrola bezpečnosti šroubu

$$k_s = \frac{Re}{\sigma_{red}} \geq 1,5 \quad (27)$$

$$k_s = \frac{8,8 \cdot 10}{298,6} \geq 1,5$$

$$k_s = 2,15 \geq 1,5$$

Šroub M10x50 vyhovuje

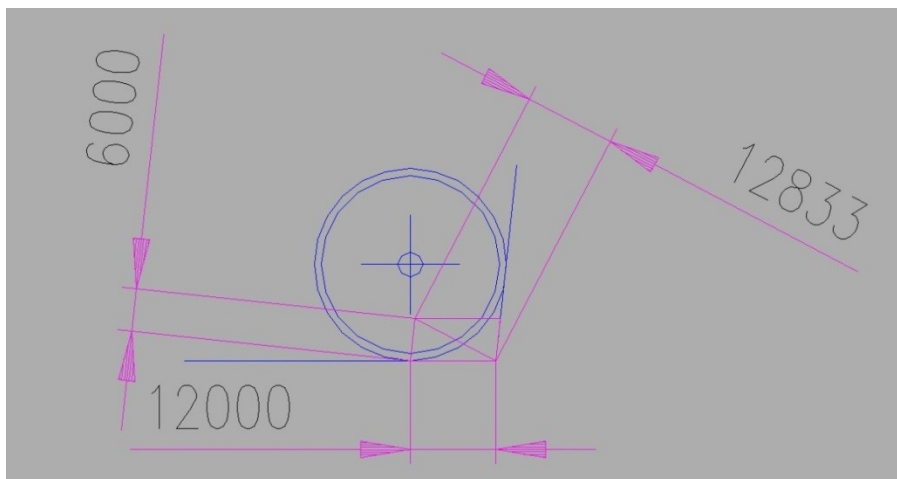
3.2.8 Kontrola čepu kladkového kola

Za pomoci programu AutoCAD, jsem grafickou metodou zjistil výslednou sílu na čep

$F_o = 12833N$, $d = 40mm$, $Re = 284MPa$ (spodní hranice meze kluzu materiálu hřídele)

$k_{Dp} = 2,4$ (koeficient bezpečnosti stanovený z praxe a konzultací)

$B_2 = 133mm$ (šířka kola)



Obr. 3.12 Schéma sil na kladkovém kole

Kontrola čepu na ohyb

$$\sigma = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_o \cdot \frac{B_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} \quad 2 \quad (28)$$

$$\sigma = \frac{12833 \cdot \frac{0,133}{2}}{\frac{\pi \cdot 0,045^3}{32}}$$

$$\sigma = 95MPa$$

$$k = \frac{Re}{\sigma} \geq k_{Dp} \quad 2 \quad (29)$$

$$k = \frac{284}{95} \geq 2,4$$

$$2,99 \geq 2,4$$

Hřídel ø40 vyhovuje

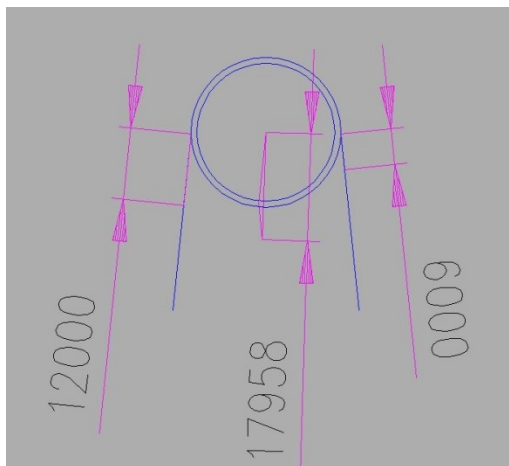
3.2.9 Kontrola hřídele řemenice

Za pomoci programu AutoCAD, jsem grafickou metodou zjistil výslednou sílu působící na hřídel řemenice.

$F_o = 17958N$, $d = 85mm$, $Re = 284MPa$ (spodní hranice meze kluzu materiálu hřídele)

$k_{Dp} = 2,4$ (koeficient bezpečnosti stanovený z praxe a konzultací)

$B_2 = 133mm$ (šířka kola)



Obr. 3.13 Schéma sil na hřídeli řemenice

Kontrola čepu na ohyb

$$\sigma = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_o \cdot \frac{B_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} \quad 2 \quad (30)$$

$$\sigma = \frac{17958 \cdot \frac{0,133}{2}}{\frac{\pi \cdot 0,085^3}{32}}$$

$$\sigma = 19,8MPa$$

$$k = \frac{Re}{\sigma} \geq k_{Dp} \quad 2 \quad (31)$$

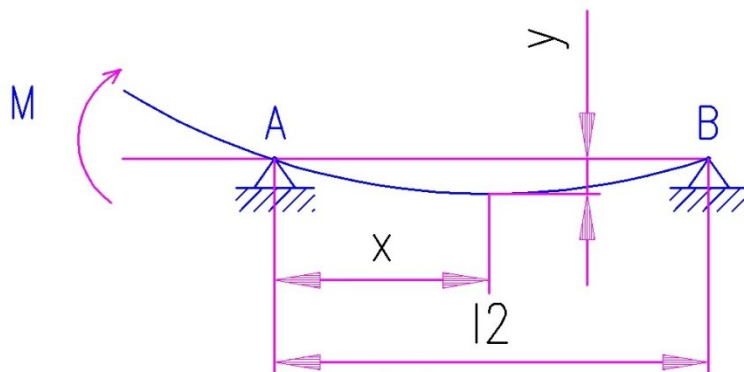
$$k = \frac{284}{19,8} \geq 2,4$$

$$14,35 \geq 2,4$$

Hřídel ø85 vyhovuje (z konstrukčních důvodů předimenzováno)

3.2.10 Kontrola hřídele na průhyb

Kontrola je důležitá z důvodů správného zvolení hřídele a dále z těchto výsledků vychází návrh typu ložisek a ložiskových domků. $d = 90mm$



Obr. 3.14 Schema reakcí

Rozměry hřídele

$$l' = \frac{B_2}{2} + s_1 \quad (32)$$

$$l' = \frac{133}{2} + 56,3$$

$$l' = 122,8mm$$

Volím $l = 125mm$ (vzdálenost mezi osou kola a osou ložiska)

Volím $l_2 = 395mm$ (vzdálenost mezi osami ložisek, vychází z rozměrů rámu)

Výpočet průhybu

$$x = 0,422 \cdot l_2 = 0,422 \cdot 395 = 166,7mm \quad 3 \quad (33)$$

$$y = 0,0642 \cdot \frac{M_A \cdot l_2^2}{E \cdot I} \quad x \quad (34)$$

$$y = 0,0642 \cdot \frac{17958,0,125 \cdot 0,395^2}{2,1 \cdot 10^{11} \cdot \frac{\pi \cdot 0,09^4}{64}} = 0,52mm$$

$$skutečný\ poměr \frac{0,52}{395} = 1,32 \cdot 10^{-3} \leq 2 \cdot 10^{-3} = \frac{y}{l} = \frac{1}{500} \text{ teoretický poměr}$$

Průhyb hřídele je v únosné mezi

3.2.11 Návrh ložisek

Hřídel bude uložena ve dvou ložiskových domcích s možností mazání. Ložiska i domky budou voleny z katalogu SKF. Výpočet reakce vychází z výpočtu průhybu.

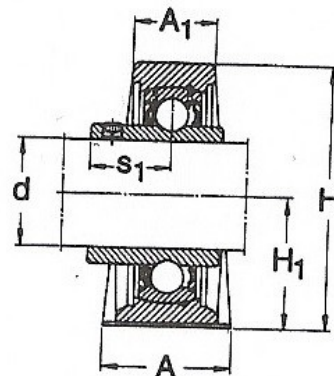
Výpočet reakce

$$M_{omax} = M_A \quad 3 \quad (35)$$

$$F_A = F_B = \frac{M_o}{l_2} = \frac{F \cdot l_1}{l_2} \quad 3 \quad (36)$$

$$F_A = \frac{17958,0,125}{0,395}$$

$$F_A = 5682,9N = F_r$$



Výpočet ložisek

Orb. 3.15 Schema ložiskového domku

Volím ložisko YAJ 218-2F , C=73500 [7]

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad 7 \quad (37)$$

(F_a zanedbávám z důvodů velmi malých hodnot)

$$P = F_r = 5682,8N$$

Únosnost ložiska

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n_{Vmax}} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad 7 \quad (38)$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot 83,4} \cdot \left(\frac{73500}{5682,8} \right)^3$$

$$L_{10h} = 432718h$$

V praxi se ložiska dimenzují na 200tis. hodin a více. Z toho usuzuji, že vypočtená únosnost je dostačující.

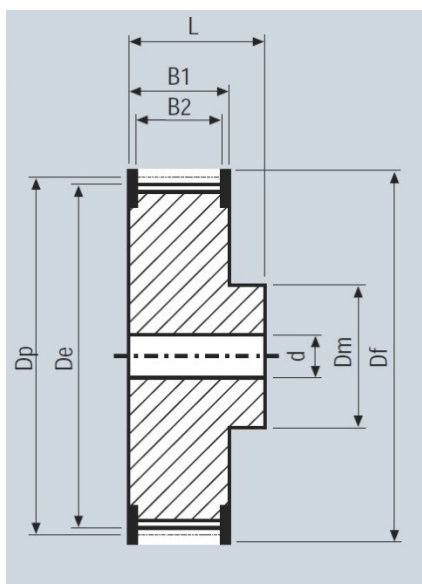
Volím ložisko YAJ 218-2F a k němu ložiskový domek SYJ 90 TG

3.2.12 Návrh řemenice a jejího uchycení

Jedná se o spojení řemenice s hřídelem. Je navrženo z konstrukčních důvodů za účelem možnosti dorovnání zubů řemenic přesně proti sobě. Za tímto účelem jsem zvolil svěrný hřídelový spoj BIBUS.

a) Návrh kola

Volím řemenici **MEGADYNE RPP14 XP 115**, $z=56$, $D_m = D_e$, $B_1 = 133\text{mm}$, $B_2 = 125\text{mm}$

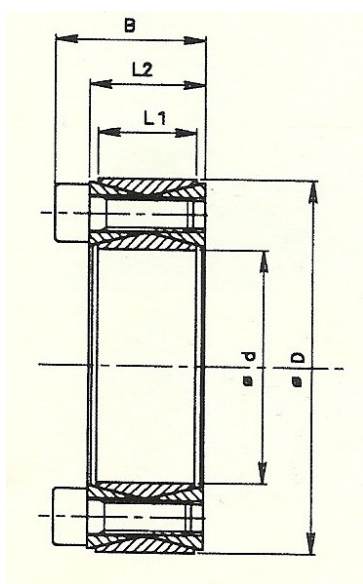


NP Teeth	Dp	De
32	142,60	139,81
34	151,52	148,73
36	160,43	157,64
38	169,34	166,55
40	178,25	175,46
44	196,08	193,29
48	213,90	211,11
56	249,55	246,76
64	285,20	282,41

Obr. 3.16 Rozměrové schéma řemenice RPP14XP s tabulkou rozměrů [6]

b) Návrh svěrné hřídelové spojky

Volím švěrnou hřídelovou spojku TLK 200 85x125, $M_t = 6300\text{Nm}$ [8]



Obr. 3.17 Svěrná hřídelová spojka BIBUS TLK 200 [8]

Tab. 3.5 Tabulka hodnot svěrné spojky BIBUS TLK 200 [8]

dxD	L1	L2	B	Krouťící moment Mt	Axiální síla Fa	Tlaky na		Upínací šrouby	
						hřídel pw	náboj pn	Počet DIN 912 12,9	Utahovací moment Ms
mm	mm	mm	mm	Nm	KN	N/mm ²	N/mm ²	N × Typ	Nm
75 × 115	24	28	39,5	4900	131	195	125	14 × M10	70
80 × 120	24	28	39,5	5200	131	180	120	14 × M10	70
85 × 125	24	28	39,5	6300	148	195	130	16 × M10	70

Kontrola D_m řemenice

$$D_m \geq D \cdot K \quad 8 \quad (39)$$

$$K = \frac{\sigma_{02} + C \cdot pn}{\sigma_{02} - C \cdot pn} = \frac{250 + 0,8 \cdot 130}{250 - 0,8 \cdot 130} = 1,557$$

$$D_m \geq 125 \cdot 1,557$$

$$246,76 \text{ mm} \geq 194,64 \text{ mm}$$

Spojka TLK 200 85x125 vyhovuje

ZÁVĚR

Vlastní návrh a konstrukce zařízení vyhověly všem zadaným parametrům a cílům:

- Návrh motoru a převodovky jako jednodílný typ - splněn
- Sjednocení motorové řady se stávajícím zařízením - splněno
- Zavedení možnosti jednoduché napínací síly bez potřeby měřidel – splněno
- Uchycení řemenice, tak aby se daly zuby řemenic nastavit vůči sobě – splněno
- Výpočtová kontrola prvků v mechanismu – splněno

Výsledkem bakalářské práce byl návrh pohonné jednotky pojezdového vozu pro výrobu vlnitých desek. Ze vstupních parametrů jsem vybral optimální mechanický převod pro řešení tohoto pojezdu, jak z pohledu konstrukčního tak i ekonomického. Také jsem díky volbě normalizovaných dílů mohl značně omezit zdlouhavé výpočty a kontroloval většinu dílů jen podle norem a katalogových listů výrobců. Bylo obtížné definovat správnou volbu mechanismu. Ta vyplynula až z několika konzultací a exkurze.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] KOZMÁL, František. *Výroba papiera v teorii a praxi*. 1. vydání. Brno: TISK, 1966. 544 s. ISBN 63-550-66.
- [2] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části spojovací*. 1. vydání. Ostrava: Editační středisko VŠB-TU Ostrava, 2007. 91 s. ISBN 978-80-248-1290-8.
- [3] LEINVEBER, Jan; VÁVRA, Pavel; ŘASA, Jaroslav. *Strojírenské tabulky*. 2. vydání. Praha: Scientia, 1998. 911 s. ISBN 80-7183-123-9.
- [4] SEW-EURODRIVE. [online]. 2013. Katalogové listy. Dostupné z: URL:<http://www.sew-eurodrive.cz/support/documentation_result.php?gruppen_id=A12#D>
- [5] SIEMENS-FLENDER. [online]. 2013. Katalogové listy. Dostupné z: URL: <<http://www.paul-herkt.de/service/Downloads/RUPEX-KUPPL.pdf>>
- [6] MEGADYNE. [online]. 2013. Katalogové listy. Dostupné z: URL: <http://www.megadyne.it/pdf/cataloghi_p/97megalinearcompleto.pdf>
- [7] SKF. [online]. 2013. Hlavní katalog. Dostupné z: URL: <<http://www.exvalos.cz/katalog-lozisek-skf/>>
- [8] BIBUS. [online]. 2013. Katalogové listy. Dostupné z: URL:<http://www.ebibus.sk/content/products/strojarenstvo/tollok/catalogs/Catalogo_EN.pdf>
- [9] Hajdo co. spol. s.r.o. Česká republika. Technická zpráva: Výroba vláknitocementových desek. In: *01 Strojní technologie*. Litovel, 2011, PS1182TZ01.

PŘÍLOHY

BP_SIM363.01

BP_SIM363.02

BP_SIM363.01.04

BP_SIM363.01.07

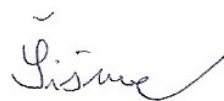
BP_SIM363.01.11

BP_SIM363.01.18

BP_SIM363.01.20

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu mé bakalářské práce doc. Ing. Jiřímu Friesovi, Ph.D. za odborné konzultace, které mi poskytoval v průběhu vypracovávání bakalářské práce. Dále bych chtěl poděkovat kolektivu konstrukce a vedení firmy Hajdo Co. s.r.o., která mi poskytla data a konzultace ke zpracování.



V Ostravě, dne 20. května 2013

.....